

VŠB – Technická Univerzita Ostrava

Fakulta Strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Diagnostika rotačního hydrogenerátoru

Diagnostics of Rotary Hydraulic Pump

Student:

Trušina Vojtěch

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Zadání bakalářské práce

Student: **Vojtěch Trušina**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení**
Téma: **Diagnostika rotačního hydrogenerátoru**
Diagnostics of Rotary Hydraulic Pump
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární rešerši dané problematiky.
2. Změřte charakteristiky vybraných hydrogenerátorů.
3. Vyhodnoťte naměřené závislosti.
4. Citujte použitou literaturu.

Seznam doporučené odborné literatury:

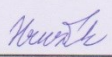
1. KOPÁČEK, J. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1994. 151 s. ISBN 80-7078-238-2.
2. PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1, Kapaliny v hydraulických mechanismech, hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 154 s. ISBN 80-248-0857-9.
3. HRUŽÍK, L. *Experimentální úlohy v tekutinových mechanismech*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 61 s. ISBN 978-80-248-1912-9.
4. EXNER, H., FREITAG, R., et al. *Der Hydraulik Trainer - Grundlagen und Komponenten der Fluidtechnik Hydraulik*. Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1991. 344 s. ISBN 3-8023-0619-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



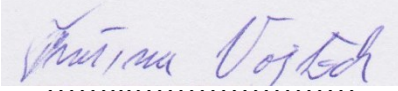
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016



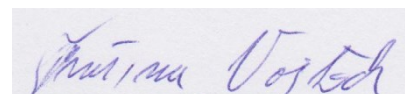
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16.5.2016



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Trušina Vojtěch

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bezručova 42, 747 21 Kravaře

Poděkování

Zde bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za jeho odborné rady, informace a vedení při zpracování této bakalářské práce.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TRUŠINA, V. Diagnostika rotačního hydrogenerátoru: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 45s. Vedoucí práce: Vašina, Martin.

Bakalářská práce se zabývá měřením a diagnostikou rotačního hydrogenerátoru. Úkolem je stanovit průtokové charakteristiky daného rotačního hydrogenerátoru. Do měřeného hydraulického obvodu byly zvoleny jednotlivé hydraulické a měřicí prvky, včetně snímačů tlaku, průtoku a teploty. Je popsán postup měření a použití měřicího přístroje Hydrotechnik M 5050. Z naměřených hodnot a parametrů byly sestaveny jednotlivé charakteristiky a poté byly srovnány s charakteristikami teoretickými.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TRUŠINA, V. Diagnostics of Rotary Hydraulic Pump: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering. Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment's, 2016, 47 s. Supervisor: Vašina, Martin.

This bachelor thesis deals with a measuring and a diagnostics of a rotational pump. The main goal is to determine flow characteristics of the rotational pump. Single measuring and hydraulic elements were chosen for the measured hydraulic circuit, including sensors of pressure, flow and temperature. The thesis describes the process of measuring and using of the machine Hydrotechnik M 5050. Single characteristics were composed from readings and after that were compared with theoretical characteristics.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod.....	9
1 Rotační hydrogenerátory	11
1.1 Princip rotačních hydrogenerátorů	11
1.2 Určující parametry rotačních hydrogenerátorů	11
1.3 Rozdělení rotačních hydrogenerátorů	12
1.3.1 Zubové hydrogenerátory	12
1.3.2 Vřetenové (šroubové) hydrogenerátory	16
1.3.3 Lamelové hydrogenerátory	19
1.3.4 Pístové hydrogenerátory	22
1.4 Porovnání vlastností rotačních hydrogenerátorů.....	27
2 Základní charakteristiky hydrogenerátorů	28
2.1 Základní parametry ideálních hydrogenerátorů	28
2.2 Základní parametry skutečných hydrogenerátorů	29
2.2.1 Průtoková charakteristika skutečného hydrogenerátoru	30
2.2.2 Momentová charakteristika skutečného hydrogenerátoru.....	31
2.2.3 Celková účinnost skutečného hydrogenerátoru	32
2.3 Prostorové charakteristiky.....	32
2.4 Univerzální charakteristika	32
3 Měření diagnostiky rotačního zubového hydrogenerátoru	34

3.1	Popis a schéma obvodu	34
3.2	Popis jednotlivých prvků.....	35
3.3	Postup měření	36
3.4	Měření průtokové charakteristiky při konstantním tlakovém spádu	37
3.5	Měření průtokové charakteristiky při konstantních otáčkách	40
3.6	Porovnání naměřených charakteristik s charakteristikami teoretickými	42
4	Závěr	46
	Seznam použité literatury	47

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
b	Šířka ozubeného kola/lamely	[m]
D	Průměr otvoru ve statoru/roztečná kružnice	[m]
d	Průměr pístu/vřeten	[m]
e	Excentricita	[m]
h	Zdvih pístu	[m]
M	Moment na hřídeli	[N·m]
m	Modul ozubených kol	[-]
n	Otáčky hnacího kola/hydrogenerátoru	[min ⁻¹]
P_h	Hydraulický výkon	[W]
P_m	Mechanický výkon	[W]
p	Tlak	[Pa]
Q	Průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_t	Teoretický průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_z	Ztrátový průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
s	Tloušťka lamely	[m]
t	Rozteč mezi vřeteny	[m]
V_G	Geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
V_k	Přepřavovaný objem tekutiny mezi zuby	[m ³]
z	Počet pístů	[-]
z_1	Počet zubů kola	[-]
α	Úhel záběru/sklonu desky	[°]

Δp	Tlakový spád	[Pa]
Δp_t	Teoretický tlakový spád	[Pa]
η_c	Celková účinnost	[-]
η_m	Mechanická účinnost	[-]
$\eta_{m,p}$	Mechanicko-tlaková účinnost	[-]
η_p	Tlaková účinnost	[-]
η_Q	Průtoková účinnost	[-]
ψ	Nerovnoměrnost průtoku	[-]
ω	Úhlová rychlost hřídele	[rad·s ⁻¹]

Úvod

Hydraulika obecně využívá mechanické vlastnosti tekutin pro technické účely. Hydraulika je rozdělena na dvě části a to hydrostatiku a hydrodynamiku, zkoumá tedy rovnováhu i pohyb tekutin, ale taky jejich vzájemné působení.

Vše související s hydraulickými aplikacemi se nachází v mnoha oblastech, ať už ve stavebnictví (např. hydraulická ramena u bagru, různá zdvihací zařízení apod.), dále v zemědělství, ve strojírenství (např. lisy ve firmách, brzdy v automobilech apod.). Jako největší výhoda hydraulických aplikací se považuje práce s vysokými tlaky. Využívá se tam, kde mechanické a pneumatické systémy už nestačí. Dále mezi další výhody patří snadný rozvod energie i na málo přístupná místa a snadné řízení parametrů (otáčky, tlak, průtok, rychlost, moment a výkon). Nezanedbatelné ztráty při přenosu energie, nižší účinnost než u mechanického přenosu energie a velká citlivost na nečistoty patří k hlavním nevýhodám hydraulických systémů.

Nezbytnou součástí téměř všech hydraulických obvodů jsou hydrogenerátory. Hydrogenerátory pracují na principu transformace mechanické energie na energii tlakovou. Cílem této bakalářské práce je diagnostika vybraného rotačního hydrogenerátoru, a sice naměření a stanovení průtokové charakteristiky hydrogenerátoru, poté provést vyhodnocení těchto charakteristik a porovnat s charakteristikami teoretickými.

1. Rotační hydrogenerátory

1.1 Princip rotačních hydrogenerátorů

Rotační hydrogenerátory patří mezi hydrogenerátory objemové. Točivým pohybem mění mechanickou energii na energii tlakovou. Během jedné části otáčky motoru se kapalina nachází v prostoru, který je oddělen od sacího a výtlačného otvoru. Rotační hydrogenerátory vytváří v pracovní části spojitý rotační pohyb a tím pořád mění velikost pracovního prostoru a přemísťují kapaliny ze sací části na výtlačnou. [1]

Při konstrukci hydraulických obvodů s rotačními hydrogenerátory není třeba použití vzdušníků, protože rotační hydrogenerátory čerpají kapalinu rovnoměrně. Konstrukce rotačních hydrogenerátorů umožňuje práci s vyššími otáčkami, a proto se dají propojit přímo s elektromotory. [1]

Rotačními hydrogenerátory se čerpá menší množství látky při vysokých tlacích, proto se používají hlavně při proudění olejů ve vysokotlaké hydraulice.[1]

Tab. 1.1 Výhody a nevýhody rotačních hydrogenerátorů [1]

Výhody	Nevýhody
Práce s vysokými tlaky	Vhodnost pro malé průtoky
Dobrý sací efekt	Pulzace průtoku
Přesné dávkování	Komplikovaná konstrukce
Vhodné pro střední a vyšší otáčky	Finanční náročnost
Snadná údržba	Velké rozměry
Vysoká odolnost	
Vhodné pro méně a středně viskózní látky	

1.2 Určující parametry rotačních hydrogenerátorů

Určující parametry všech hydrostatických převodníků jsou tlak a průtok. Tyto hydrostatické převodníky jsou konstruovány tak, aby snesly jmenovitý tlak až 40 MPa, maximální tlak až 70 MPa a průtok do $1600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. [2]

Tyto základní určující parametry ovšem nejsou všechny, které jsou zapotřebí k určení vhodnosti daného hydrogenerátoru. Jsou dány ještě vedlejší parametry jako např. regulační schopnost, velikost, hlučnost, hmotnost, cena apod. Volba daného hydrogenerátoru či

hydromotoru musí vycházet z komplexního posouzení všech důležitých a potřebných parametrů a vlastností a nebývá často jednoznačná. [2]

1.3 Rozdělení rotačních hydrogenerátorů

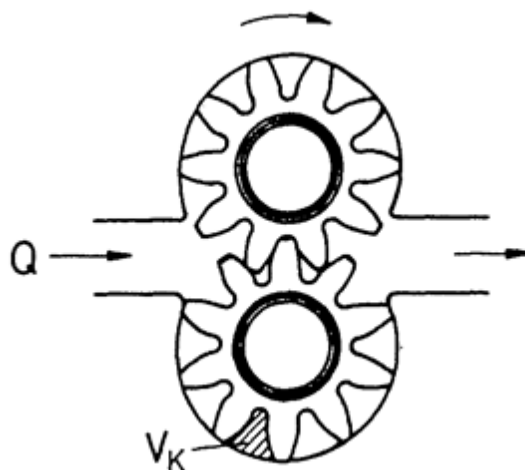
Existují tyto typy rotačních hydrogenerátorů: [2]

- Zubové
 - S vnějším ozubením
 - S vnitřním ozubením
 - Výstředníkový (GEROTOR)
- Vřetenové (šroubové)
 - Jednovřetenové
 - Dvouvřetenové
 - Třívřetenové
- Lamelové
 - S nevyváženým rotorem
 - S vyváženým rotorem
 - S lamelami ve statoru
- Pístové
 - Axiální
 - S nakloněnou deskou
 - S nakloněným blokem
 - Radiální
 - S písty ve statoru
 - S písty v rotoru

1.3.1 Zubové hydrogenerátory

Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením

Dopravované médium se přemísťuje v prostoru hydrogenerátoru ze sacího potrubí na výtlačné v zubových mezerách po obvodu ozubených kol. Pohyb hnací hřídele vykonává elektromotor, který pak pohání hnanou hřídel. V praxi se setkáváme se dvěma typy konstrukce, tj. se dvěma ozubenými koly a se třemi ozubenými koly. [3]



Obr. 1.1 Vnější zubový hydrogenerátor (Q – směr průtoku, V_k = přepravovaný objem tekutiny mezi zuby [3])

Ozubení je evolventní, při menším počtu zubů korigované.

Teoretický geometrický objem zubového hydrogenerátoru s vnějším ozubením je dán vztahem: [3]

$$V_g = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot z_1, \quad (1.1)$$

kde:

m - modul ozubených kol

b - šířka kol

z_1 - počet zubů hnacího kola

Vzorec (1.1) platí pro nekorigované ozubení.

Ze vztahu lze vyčíst, že vyšší modul ozubení zvětšuje geometrický objem při menším počtu zubů. Díky korekci zubů se snižuje hluk a zvyšuje se účinnost, jelikož při menším počtu zubů dochází k pulzaci průtoku a zvýšení hluku hydrogenerátoru. Ozubení může být přímé, šikmé a šípové. Geometrický objem u zubových hydrogenerátorů obecně závisí na počtu zubů. [3]

Ke snížení pulzací některé hydrogenerátory používají konstrukci dvou ozubených kol na jedné hřídeli, přesazených o polovinu rozteče. Pulzace průtoku je definována nerovnoměrností průtoku ψ , která je dána vztahem: [3]

$$\psi = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{4 \cdot (z+1)} \cdot 100, \quad (1.2)$$

kde:

α - úhel záběru

z - počet zubů hnacího kola

Frekvence pulzací vyjádřena tímto vztahem: [3]

$$f = z \cdot n \quad (1.3)$$

kde:

n - otáčky hnacího kola

U zubových hydrogenerátorů je důležitá čistota dopravované kapaliny, jelikož kvůli nečistotám dochází k opotřebení. Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením jsou levnější než ostatní hydrogenerátory, proto jsou značně rozšířeny. Jsou vhodné pro malé výkony, protože nemají dostatečnou účinnost. [3]

Mezi výhody patří především velikost rozsahu použitelných otáček, u těchto hydrogenerátorů není omezením volba dopravované kapaliny, jelikož má široký viskózní rozsah. Dále mezi výhody patří pořizovací cena a naopak mezi nevýhody se řadí vysoká hlučnost při provozu (viz. tab. 1.8)

Tab. 1.2 Výhody a nevýhody vnějších zubových hydrogenerátorů [1]

Výhody	Nevýhody
Rozsah otáček	Pevné zakončení vřele
Velký rozsah tlaků	Konstantní geometrický objem
Bez radiálního zatížení ložiska	Hlučnost
Vysoký měrný výkon	Pulzace průtoku
Možnost použití široké škály materiálů na výrobu	

Zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením

Princip tohoto hydrogenerátoru spočívá v otáčení vnitřního kola volně v tělese generátoru. Hnací hřídel pohání pastorek. Přepážka odděluje vstupní a výstupní prostor a zároveň rozděluje prostor mezi pastorkem a kolem. [3]



Obr. 1.2 Průběh sání a výtlaču zubových hydrogenerátorů s vnitřním ozubením[4]

V porovnání s vnějšími zubovými hydrogenerátory mají tyto konstrukce vyšší průtokovou účinnost. Zvýšení účinnosti se dosahuje u konstrukci s vymezováním radiální a axiální vůle. [3]

U vnitřních zubových hydrogenerátorů je největší výhodou jeho malá hlučnost, oproti zubovým hydrogenerátorům s vnějším ozubením (viz. tab. 1.8)

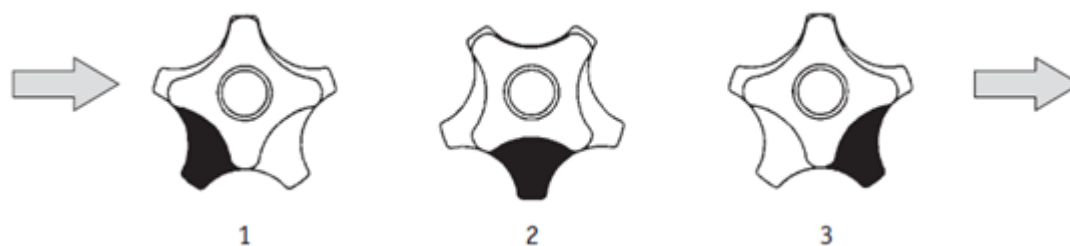
Tab. 1.3 Výhody a nevýhody vnitřních zubových hydrogenerátorů [1]

Výhody	Nevýhody
Pouze dvě pohyblivé části	Pro menší otáčky
Bez pulzace průtoku	Pro střední tlaky
Výborný pro vysoce viskózní kapaliny	Radiální zatížení ložiska
Konstantní a rovnoměrný výtlač	Konstantní geometrický objem
Funkčnost v obou směrech	Finančně náročnější
Snadná údržba	
Nastavitelná koncová vůle	

Výstředníkový zubový hydrogenerátor (GEROTOR)

Gerotor funguje na stejném principu jako zubový hydrogenerátor s vnitřním ozubením. Liší se v konstrukci, kde na pastorku je o jeden zub méně než na ozubeném kole. Pastorek

je uložen s excentricitou vůči ozubenému kolu. Při otáčení pastorku dojde k relativnímu pohybu pastorku vůči kolu, při čemž dochází k vytlačování kapaliny do výtlačné drážky v boční desce. [3]



Obr. 1.3 Fáze výstředníkových hydrogenerátorů [5]

U výstředníkových hydrogenerátorů by se mezi patrné nevýhody daly zařadit malý použitelný rozsah tlaku a mohou být využity jen určité druhy kapalin. (viz. tab. 1.8).

Tab. 1.4 Výhody a nevýhody výstředníkových hydrogenerátorů [1]

Výhody	Nevýhody
Vysoké otáčky	Pouze pro střední tlaky
Pouze dvě pohyblivé části	Malá účinnost
Konstantní a rovnoměrný výtlak	Radiální zatížení na ložisku hřídele
Funkčnost v obou směrech	Konstantní geometrický objem
Tichý provoz	

1.3.2 Vřetenové (šroubové) hydrogenerátory

Vyrábějí se jako jednovřetenové, dvouvřetenové nebo trojvřetenové, s jednochodým nebo vícechodým závitem. [3]

Při konstrukci šroubových hydrogenerátorů existuje mnoho různých variant provedení. Při změně provedení se mohou také lišit výkonové parametry. [3]

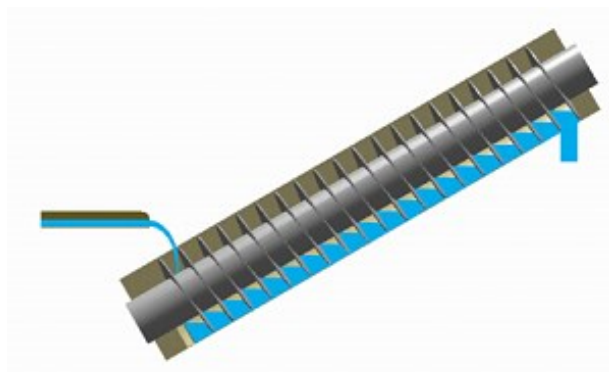
Z pohledu tvaru rotoru se nejčastěji využívají následující druhy: [3]

- Archimédův šroub
- Excentrický šnekový rotor
- Vřeteno s obdélníkovým závitem
- Vřeteno s lichoběžníkovým závitem

- Vřeteno s cykloidním závitem

Jednovřetenové rotační hydrogenerátory

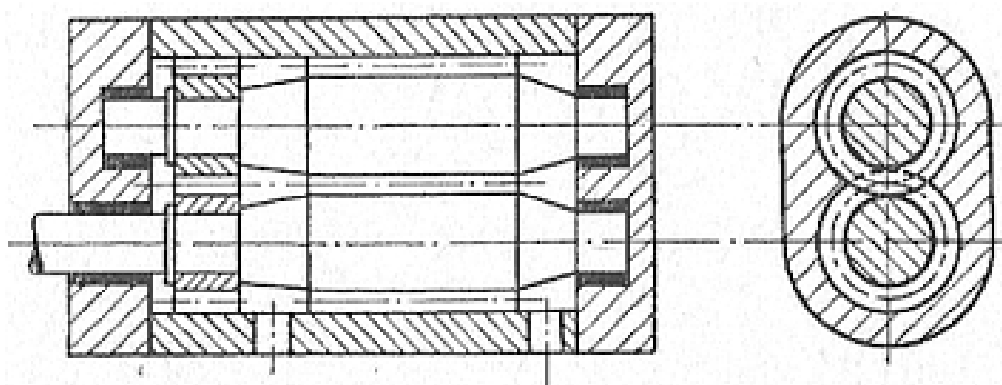
Jsou nejžádanější, podle konstrukce se využívají pro nízké a střední tlaky. Výkonové a provozní vlastnosti se mohou lišit druhem provedení konstrukce. [6]



Obr. 1.4 Princip jednovřetenového hydrogenerátoru [6]

Dvouvřetenové rotační hydrogenerátory

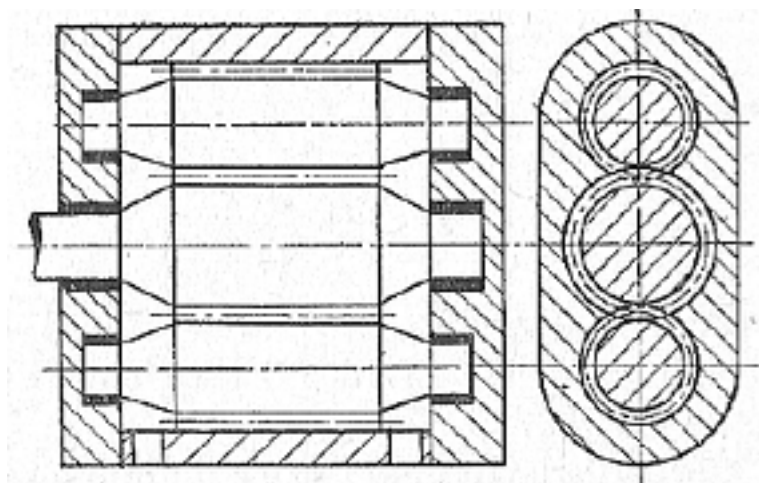
Proudící kapalina se pohybuje ve směru šroubovice mezi dvěma vřeteny. V místě výtlaku se zubová mezera otevře vyběhnutím závitů vřeten a zmenšováním prostoru otevřené závitové mezery dojde k vytlačování kapaliny. Poháněny mohou být obě vřetena, ovšem nejčastěji bývá poháněno pouze jedno a díky styku ozubených kol pohání vřeteno druhé. Nejčastěji se používají obdélníkové a lichoběžníkové profily závitů. [6]



Obr. 1.5 Ukázka konstrukce dvouvřetenového hydrogenerátoru [6]

Třívřetenové rotační hydrogenerátory

Princip je podobný jako u dvouvřetenových, akorát je rozdíl v počtu vřeten. Jedno vřeteno (hlavní) přenáší kapalinu a dvě pomocná jej těsní a oddělují pracovní prostor na řadu malých objemů. V těchto malých objemech je kapalina přepravována ze sání do výtlačku. Pohání se zde pouze hlavní vřeteno. Může dosahovat vysokých tlaků (až 30 MPa) a průtoků (až 12 000 l/min). [6]



Obr. 1.6 Ukázka konstrukce třívřetenového hydrogenerátoru [6]

Teoretický geometrický objem třívřetenového hydrogenerátoru je vyjádřen vztahem:
[3]

$$V_g = 1,2 \cdot d_2^2 \cdot t, \quad (1.4)$$

kde:

d_2 - vnější průměr vnějších vřeten

t - rozteč mezi vřeteny

Plynulý průtok hydrogenerátorem bez pulzací zajišťuje klidný chod. Ten způsobuje malou hlučnost hydrogenerátoru. Má dobrou sací schopnost a je vhodný pro vazké kapaliny. Používají se do tlaku až 20 MPa (v ojedinělých případech i více). Jsou poměrně drahé a rozměrné. Používají se tam, kde je potřeba nízká hlučnost a rovnoměrný průtok.
[3]

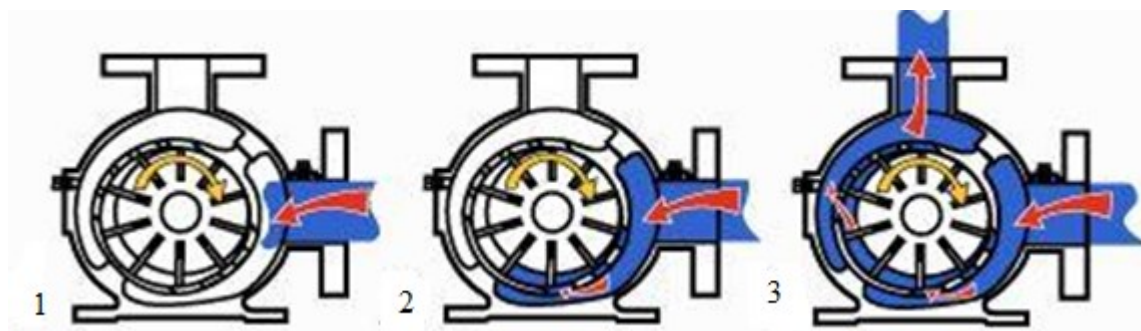
Hlavní výhodou vřetenových hydrogenerátorů je jejich velká životnost v provozu, nízká hlučnost a rozmanitost použitelných viskozit tekutin. Jako hlavní nevýhoda je považována jejich pořizovací cena (viz. tab. 1.8).

Tab. 1.5 Výhody a nevýhody vřetenových hydrogenerátorů [6]

Výhody	Nevýhody
Pro velký rozsah tlaků	Velké rozměry
Pro velký rozsah viskozit	Náročné na přesnost výroby
Dobrá sací schopnost	Čím větší požadavek na tlak, tím dražší
Nízká pulzace průtoku i malé vibrace	Vliv viskozity produktu na dopravní výkon
Možnost čerpat i produkty s pevnými částicemi	Méně přesné dávkování

1.3.3 Lamelové hydrogenerátory

Princip lamelových hydrogenerátorů spočívá v použití poháněného rotoru uloženého vzhledem ke středu vnitřní válcové dutiny pouzdra s excentricitou. Rotor (někdy i stator) obsahuje výsuvné lamely, jejich pozice vzhledem ke středu rotoru se mění s velikostí mezery mezi bubnem a stěnou hydrogenerátoru. Velikost výsuvu lamel se v průběhu otáčení rotoru mění, lamely musí mít takovou délku, aby se svými konci dotýkaly stěny hydrogenerátoru. Tím rozdělují prostor hydrogenerátoru do pracovních prostorů, jejichž objem se s otáčením mění. U sacího otvoru se objem pracovního prostoru začíná zvětšovat, tím dojde k podtlaku a hydrogenerátor začne nasávat kapalinu. V části mezi sacím a výtláčným otvorem bývají objemy pracovního prostoru největší. S přechodem k výtláčnému otvoru se pracovní prostory začínají zmenšovat, tím dojde k přetlaku a k výtlaku kapaliny. [7]



Obr. 1.7 Princip lamelových hydrogenerátorů [7]

Lamelové hydrogenerátory s nevyváženým rotorem

Hlavní nevýhodou konstrukce s nevyváženým rotorem je značná síla působící na rotor, která musí být zachycována v masivních ložiskách. Jsou využívány pro nižší tlaky. Otáčky jsou omezeny z důvodu odstředivých sil vysouvajících se lamel. Mezi výhody patří nízká hlučnost, minimální pulzace průtoku a příznivá cena. [3]

Teoretický objemový průtok lamelových hydrogenerátorů s nevyváženým rotorem je dán vztahem: [3]

$$V_g = (\pi \cdot D - s \cdot z) \cdot b \cdot 2 \cdot e , \quad (1.5)$$

kde:

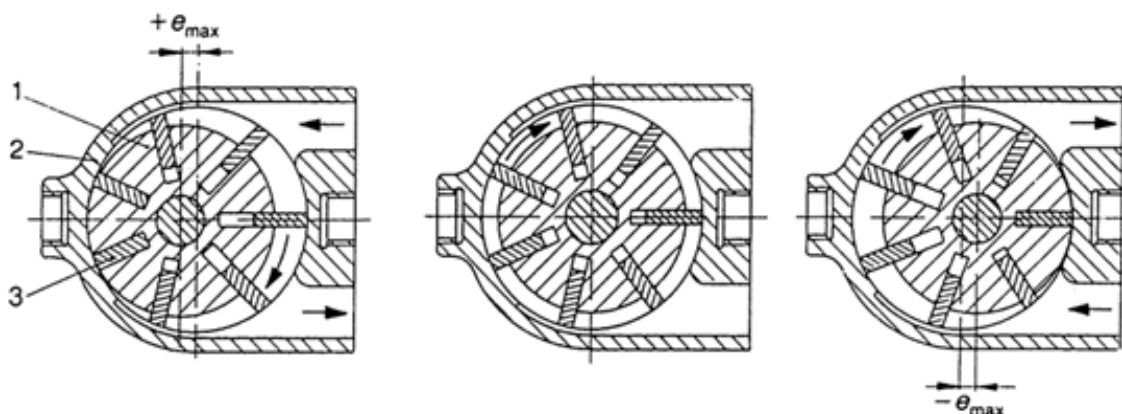
D - průměr otvoru ve statoru

s - tloušťka lamely

z - počet lamel

b - šířka lamely

e - excentricita



Obr. 1.8 Princip lamelových hydrogenerátorů s nevyváženým rotorem (1 – rotor, 2 – stator, 3 – lamely, e – excentricita) [3]

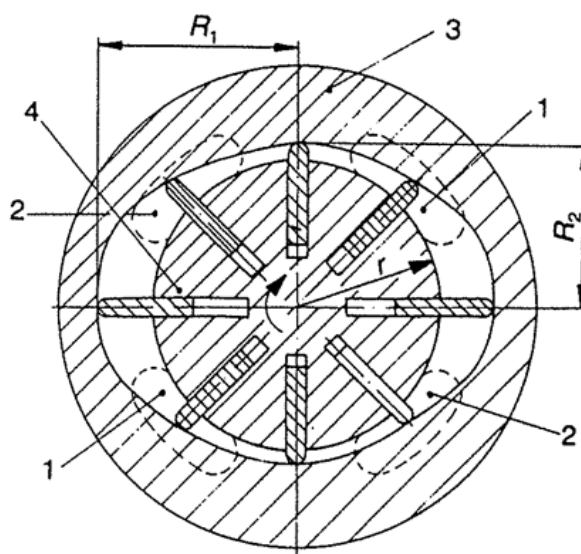
Lamelové hydrogenerátory s vyváženým rotorem

U tohoto hydrogenerátoru jsou na rozdíl od hydrogenerátoru s nevyváženým rotorem síly v ložiskách malé, mechanická účinnost je vyšší. Vyšší je taky průtoková i celková

účinnost. Díky výhodnému poměru geometrického objemu k rozměrům převodníku a poměru výkonu na jednotku hmotnosti, můžou tyto hydrogenerátory konkurovat pístovým převodníkům v oblasti nižších tlaků. Mezi další výhody patří dlouhá životnost. [3]

Teoretický objemový průtok lamelových hydrogenerátorů s vyváženým rotorem je vyjádřen vztahem: [3]

$$V_g = 2 \cdot b \cdot (R_1 - R_2) \cdot [\pi \cdot (R_1 + R_2 - s \cdot z)] \quad (1.6)$$



Obr. 1.9 Konstrukce lamelových hydrogenerátorů s vyváženým rotorem (1 – sací prostor, 2 – tlakový prostor, 3 – statorový kroužek, 4 – rotor) [3]

Lamelové hydrogenerátory s lamelami ve statoru

U tohoto typu lamelového hydrogenerátoru jsou lamely přitlačovány k rotoru pracovním tlakem, počáteční přitlačení je zajištěno pružinou. [3]

Lamelové hydrogenerátory se podle principu změny délky lamel dělí na hydrogenerátory:

- **S kluznými lamelami** - Mezi výhody patří hladký a tichý chod, dobré těsnění pracovního prostoru, vysoký vygenerovaný výtlačný tlak a hlavně sací efekt. Vhodný pro středně viskózní a těkavé látky. Má však náročnou konstrukci a tak i cena jde nahoru.

- **S ohebnými lamelami** - Není vhodné pro velké tlaky a vysoké otáčky. Vyžaduje silnější pohon. Výborně těsní a má výbornou sací schopnost.
- **S kyvnými lamelami** – Používá se ve výjimečných případech, z důvodu náročnosti výroby a nedostatek výhod oproti ostatním typům. Hlavní výhodou je tichý chod hydrogenerátoru. [7]

U lamelových hydrogenerátorů (s vyváženým i nevyváženým rotorem) je považována životnost v provozu jako největší výhoda, naopak užší rozsah použitelných otáček, tlaků a druhů tekutin jsou uváděny jako hlavní nedostatky (viz. tab. 1.8).

Tab. 1.6 Výhody a nevýhody lamelových hydrogenerátorů [7]

Výhody	Nevýhody
Čerpání málo viskózních kapalin	Jen pro nízké a střední tlaky
Čerpání produktu obsahující pevné látky	Jen pro menší průtoky
Klidný nepulzující průtok	Složitá konstrukce
Tichý a spolehlivý provoz	Vyšší cena
Mohou běžet naprázdno	Méně vhodné pro látky s vysokou viskozitou
Dobré sací schopnosti	Nevhodné pro pasty a abrazivní produkty

1.3.4 Pístové hydrogenerátory

Axiální pístové hydrogenerátory

Konstruují se v provedení s nakloněnou deskou, nebo s nakloněným blokem pístů. Písty jsou tedy umístěny jako komory v bubínkovém revolveru a postupným otáčením desky (kotouče), či hřídele dochází k postupnému zatlačování a uvolňování jejich pístnice. Ve stádiu, kdy pístnice se pohybují směrem ke kotouči, nastává sání proudící kapaliny, když se pístnice pohybují směrem od kotouče, dochází k výtlačku kapaliny. [8]

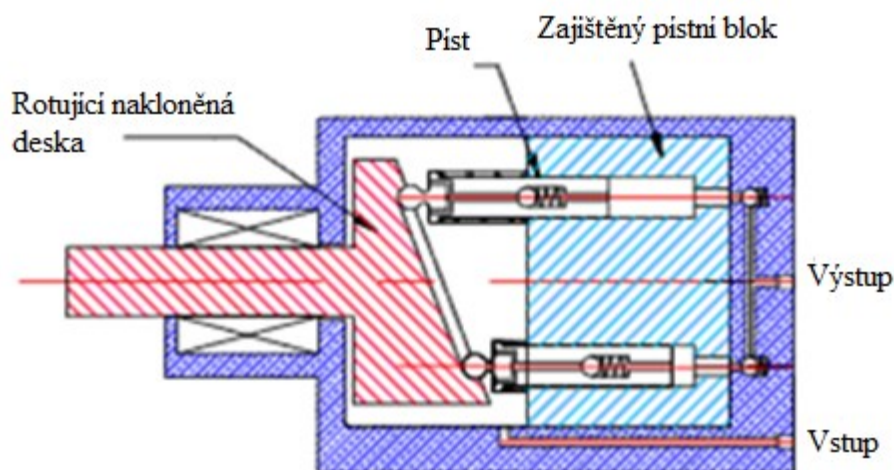
- Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněnou deskou

Tyto hydrogenerátory se mohou vyrábět jako regulační i neregulační. Regulace je prováděna proměnným úhlem sklonu desky (kotouče). Hydrogenerátor má tzv. čelní

rozvod kapaliny prostřednictvím rozvodné desky. Rozvodná deska obsahuje sací a výtlačnou drážku, spojenou se vstupním a výstupním kanálem. [3]

Sací zdvih pístu bývá způsoben dvěma způsoby: [3]

- pružinami pod písty (málo kdy)
- spojením pístů s kluzátky, vedenými v kleci (standartní řešení)



Obr. 1.10 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [8]

Teoretický objemový průtok axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněnou deskou je dán rovnicí: [3]

$$V_g = S \cdot z \cdot D_r \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot z \cdot D_r \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.7)$$

kde:

z - počet pístů (bývá lichý z důvodů nižších pulzací)

α - úhel sklonu desky (15° - 20°)

D_r - roztečná kružnice

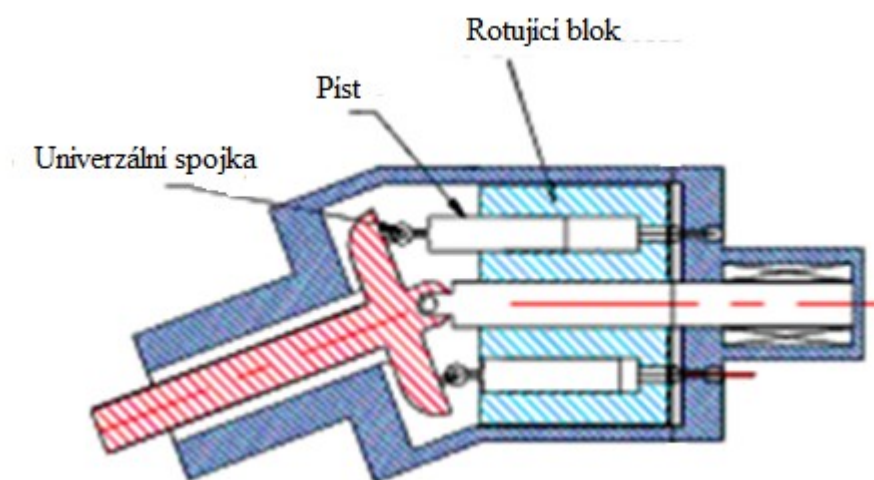
Vyjádření zdvihu pístu axiálních pístových hydrogenerátorů s nakloněnou deskou: [3]

$$h = D_r \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (1.8)$$

Výhodou hydrogenerátorů s nakloněnou deskou je možnost provedení s průběžnou hřídelí, na kterou je možnost připojit plnicí hydrogenerátor. Používají se pro nejvyšší výkony. [3]

- Axiální pístové hydrogenerátory s nakloněným blokem

Stejně jako axiální pístové hydrogenerátory s nakloněnou deskou se vyrábějí regulační i neregulační. U regulačních hydrogenerátorů se úhel naklonění α mění od 0° do 28° . Rozvodná deska je provedena stejně jako u hydrogenerátorů s nakloněným blokem, tedy se dvěma drážkami. Písty se vyrábějí válcové, kuželové nebo sférické. U těchto hydrogenerátorů je třeba mohutných ložisek pro zachycení radiální a axiálních sil. [3]



Obr. 1.11 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [14]

Radiální pístové hydrogenerátory

Radiální pístové hydrogenerátory využívají stejný princip jako axiální, ovšem jejich písty jsou umístěny kolmo na osu čerpadla, okolo poháněcí hřídele. Písty pomocí excentricky uloženého kroužku poháněného hnací hřídelí, vybíhají paprskovitě od středu kroužku směrem k vnějšímu okraji pouzdra hydrogenerátoru. [8]

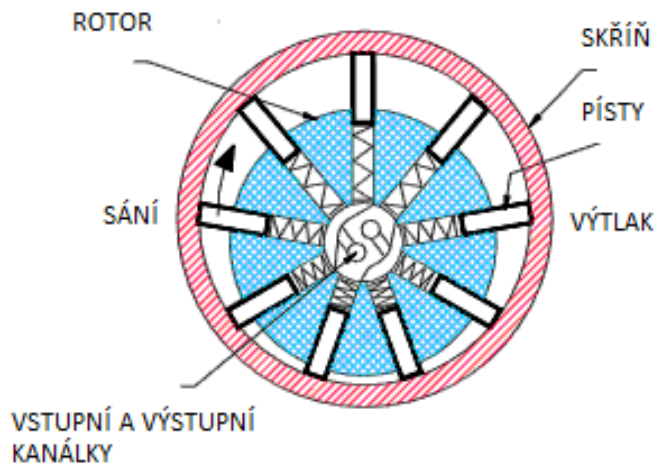
Sací zdvih vyvozuje pružina, která tlačí píst směrem ke středu excentrického kotouče. Výtlačný zdvih vykonává otáčející excentrický kroužek. [8]

Hlavní rozdíl mezi radiálními a axiálními hydrogenerátory je v rozměrech. Radiální dosahují větších tlaků, ale jsou dražší a náročnější na výrobu. [8]

Podle umístění pístů se radiální pístové hydrogenerátory dělí na: [8]

- Radiální pístové hydrogenerátory s písty v rotoru

- Radiální pístové hydrogenerátory s písty ve statoru
- Radiální pístové hydrogenerátory s písty v rotoru



obr. 1.12 Radiální pístový hydrogenerátor s písty v rotoru [8]

Teoretický geometrický objem radiálních pístových hydrogenerátorů s písty v rotoru daný rovnicí: [3]

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot 2 \cdot e, \quad (1.9)$$

kde:

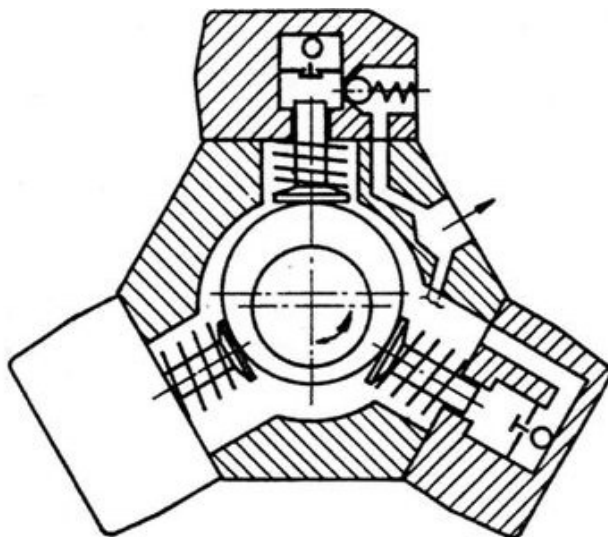
d - průměr pístů

z - počet pístů

e - excentricita

- Radiální pístové hydrogenerátory s písty ve statoru

Přednosti radiálních i axiálních hydrogenerátorů jsou podobné, jejich možný rozsah tlaků, ať už malých či velkých, je považován za největší výhodu. Dále je možné použití kapalin s malou i velkou viskozitou. Mezi nevýhody patří jejich pořizovací cena a hlučnost (viz. tab. 1.8).



obr. 1.13 Radiální pístový hydrogenerátor s písty ve statoru [3]

Tab. 1.7 Výhody a nevýhody pístových hydrogenerátorů [8]

Výhody	Nevýhody
Velmi vysoké tlaky	Jen pro menší průtoky
Výborný sací efekt	Méně stálý (pulzující) průtok
Přesné dávkování	Složitá konstrukce
Jednoduchá údržba	Drahá výroba = vysoká prodejní cena
Odolnost	Nevhodné pro pevné sypké látky
Některá provedení i pro plyny	Větší rozměry
Některé mohou běžet naprázdno	

1.4 Porovnání vlastností rotačních hydrogenerátorů

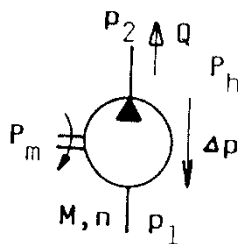
Porovnání parametrů jednotlivých typů rotačních hydrogenerátorů na základě otáček, tlaku, viskozity kapalin, hlučnosti, životnosti a ceně:

Tab. 1.8 Porovnání vlastností rotačních hydrogenerátorů (1 - nejlepší, 5 – nejhorší) [9]

Vlastnost	Vnější zubový	Vnitřní zubový	Výstředníkový	Vřetenový
Použitelný rozsah otáček	1	2	2	2
Použitelný rozsah tlaku	2	2	3	3
Viskózní rozsah	1	2	3	1
Hlučnost	4	1	2	1
Životnost	3	2	2	1
Cena	1	2	2	3
Vlastnost	Lamelový (vyvážený rotor)	Lamelový (nevyvážený rotor)	Radiální (pisty v rotoru)	Radiální (pisty ve statoru)
Použitelný rozsah otáček	3	3	2	2
Použitelný rozsah tlaku	3	3	1	1
Viskózní rozsah	3	3	1	1
Hlučnost	2	2	3	3
Životnost	1	1	2	2
Cena	2	2	3	3
Vlastnost	Axiální (nakloněná deska)	Axiální (nakloněný blok)		
Použitelný rozsah otáček	2	2		
Použitelný rozsah tlaku	1	1		
Viskózní rozsah	1	1		
Hlučnost	3	3		
Životnost	2	2		
Cena	3	3		

2 Základní charakteristiky hydrogenerátorů

2.1 Základní parametry ideálních hydrogenerátorů



Obr. 2.1 Schéma neregulačního rotačního hydrogenerátoru

Průtok ideálního rotačního hydrogenerátoru Q je dán vztahem: [10]

$$Q = V_G \cdot n, \quad (2.1)$$

kde:

V_G - geometrický objem

n - otáčky

Pro průtok ideálního hydrogenerátoru se dá také použít označení teoretického průtoku Q_t .

Hydraulický výkon ideálního rotačního hydrogenerátoru P_h : [10]

$$P_h = Q \cdot \Delta p, \quad (2.2)$$

kde:

Δp - tlakový spád

Mechanický výkon P_m hydrogenerátoru: [10]

$$P_m = M \cdot \omega, \quad (2.3)$$

kde:

M - moment na hřídeli

ω - úhlová rychlost hřídele

Pro ideální rotační hydrogenerátor platí rovnost výše uvedených výkonů [3]

2.2 Základní parametry skutečných hydrogenerátorů

Účinnosti v rotačních hydrogenerátorech se dělí na: mechanickou η_m , tlakovou η_p a průtokovou η_Q . Mechanické a tlakové účinnosti se označují dohromady jako mechanicko-tlaková účinnost $\eta_{m,p}$. [3]

Z těchto účinností plynou také jednotlivé ztráty a to: průtoková, tlaková, a mechanická. Průtoková ztráta vzniká důsledkem vzájemného pohybu pohybujících se částí, vzniká také mezi vřely v hydraulických prvcích. Vzniká taky v důsledku tlakového spádu na vstupu a výstupu hydrogenerátoru. Tlakové ztráty vznikají v důsledku proudění skutečné kapaliny hydrogenerátorem od vstupu až po výstup. Jedná se o součet místních a třecích ztrát. Vlivem tření pohybujících se částí v hydrogenerátoru vzniká ztráta mechanická. [3]

Mechanicko-tlaková účinnost dána vztahem: [10]

$$\eta_{m,p} = \eta_m \cdot \eta_p \quad (2.4)$$

Průtoková účinnost η_Q rotačních hydrogenerátorů: [10]

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q}{V_G \cdot n}, \quad (2.5)$$

kde:

Q - skutečný průtok, měřený průtokoměry

Q_t - teoretický průtok

Mechanicko-tlaková účinnost $\eta_{m,p}$ hydrogenerátoru je vyjádřena vztahem: [10]

$$\eta_{m,p} = \frac{\Delta p}{\Delta p_t} = \frac{\Delta p}{\frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_G}}, \quad (2.6)$$

kde:

Δp - skutečný tlakový spád, měřený tlakoměry

Δp_t - teoretický tlakový spád, vypočtený z momentu vstupního hřídele M

Celková účinnost hydrogenerátoru η_c : [10]

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_{m,p} \quad (2.7)$$

Skutečný průtok rotačním hydrogenerátorem Q : [10]

$$Q = V_G \cdot n \cdot \eta_Q \quad (2.8)$$

Skutečný tlakový spád Δp : [10]

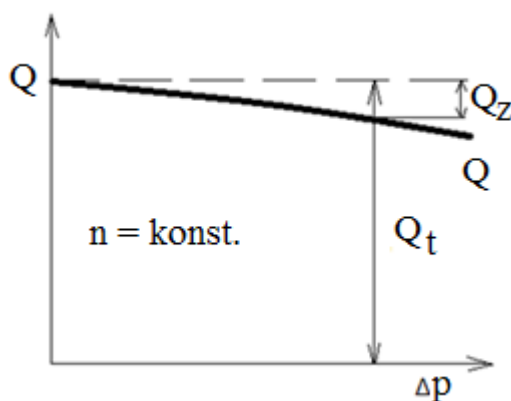
$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{V_G} \cdot \eta_{m,p} \quad (2.9)$$

Skutečný hydraulický výkon P_h : [10]

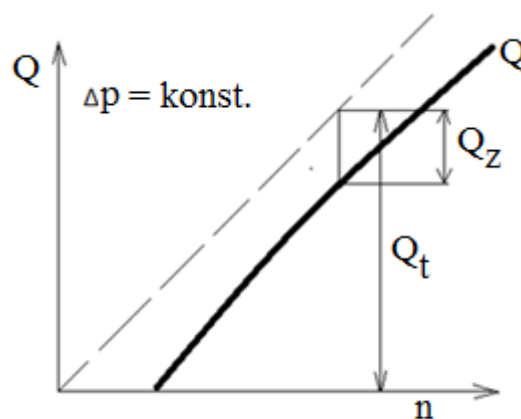
$$P_h = P_m \cdot \eta_c \quad (2.10)$$

2.2.1 Průtoková charakteristika skutečného hydrogenerátoru

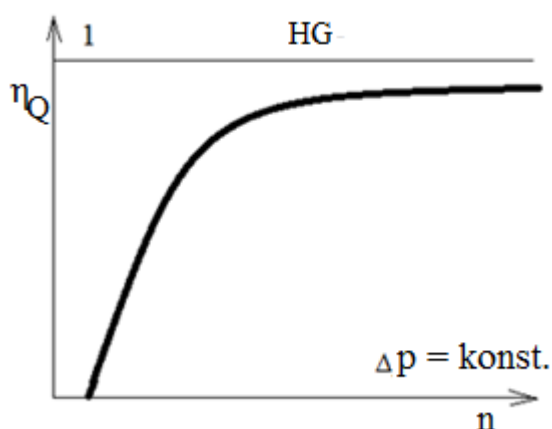
Jedná se o závislost průtoku na tlakovém spádu a otáčkách. Tedy $Q = Q(\Delta p)$ a $Q = Q(n)$. Z důvodu průtokových ztrát je skutečný průtok menší než teoretický o průtok ztrátový (viz. obr. 2.2 a 2.3). [10]



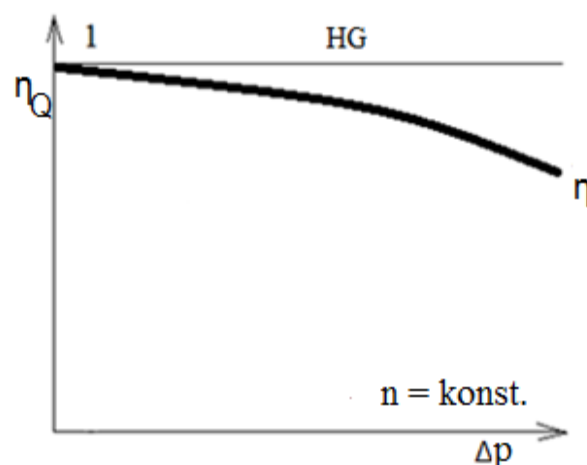
Obr. 2.2 Průtoková charakteristika při konstantních otáčkách



Obr. 2.3 Průtoková charakteristika při konstantním tlakovém spádu



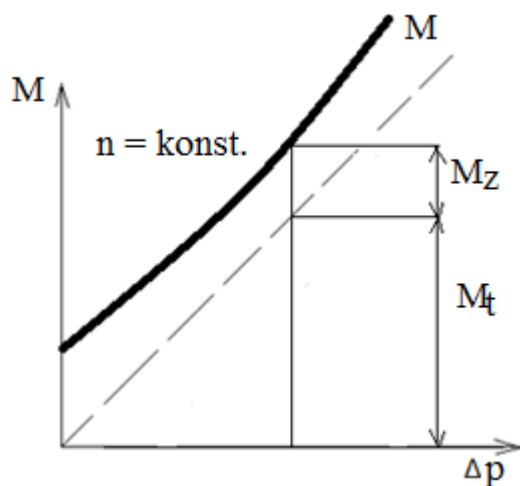
Obr. 2.4 Průtoková účinnost při konstantním tlakovém spádu



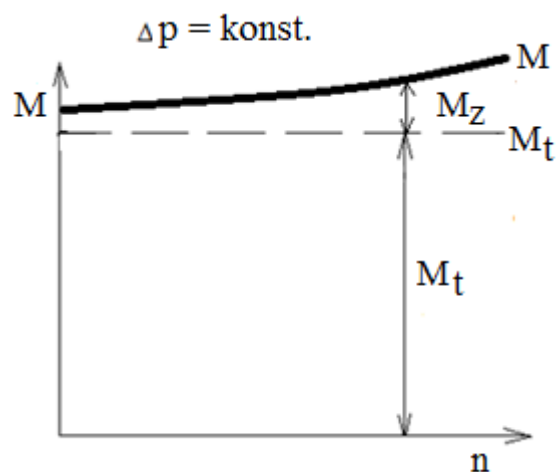
Obr. 2.5 Průtoková účinnost při konstantních otáčkách

2.2.2 Momentová charakteristika skutečného hydrogenerátoru

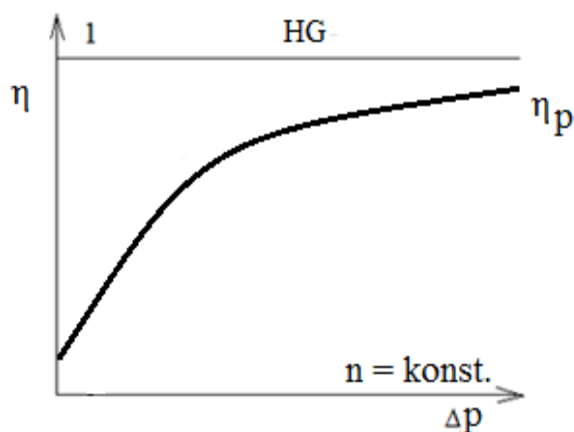
Díky vlivu mechanicko-tlakových ztrát se skutečné výsledné momentové charakteristiky (Obr. 2.6 a 2.7) liší od těch teoretických. [10]



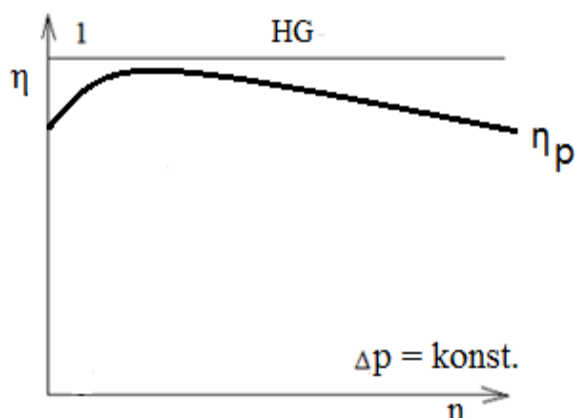
Obr. 2.6 Momentová charakteristika při konstantních otáčkách



Obr. 2.7 Momentová charakteristika při konstantním tlakovém spádu



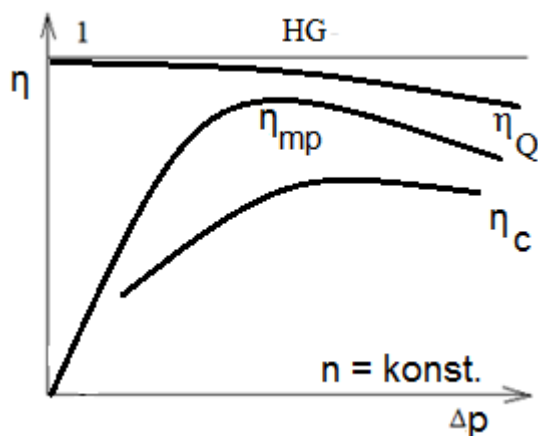
Obr. 2.8 Tlaková účinnost při konstantních otáčkách



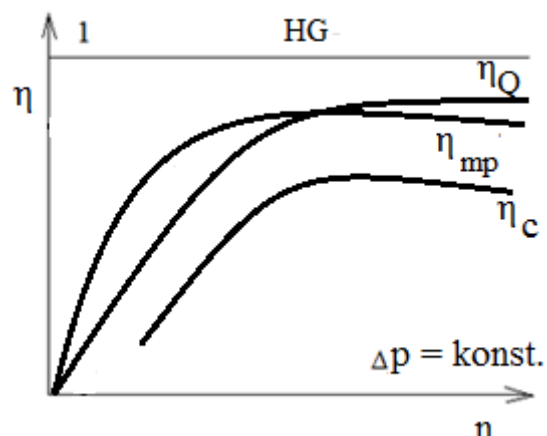
Obr. 2.9 Tlaková účinnost při konstantním tlakovém spádu

2.2.3 Celková účinnost skutečného hydrogenerátoru

Typické průběhy závislosti celkové účinnosti na otáčkách a tlakovém spádu jsou vyznačeny na obr. 2.10 a 2.11.



Obr. 2.10 Celková účinnost při konstantních otáčkách



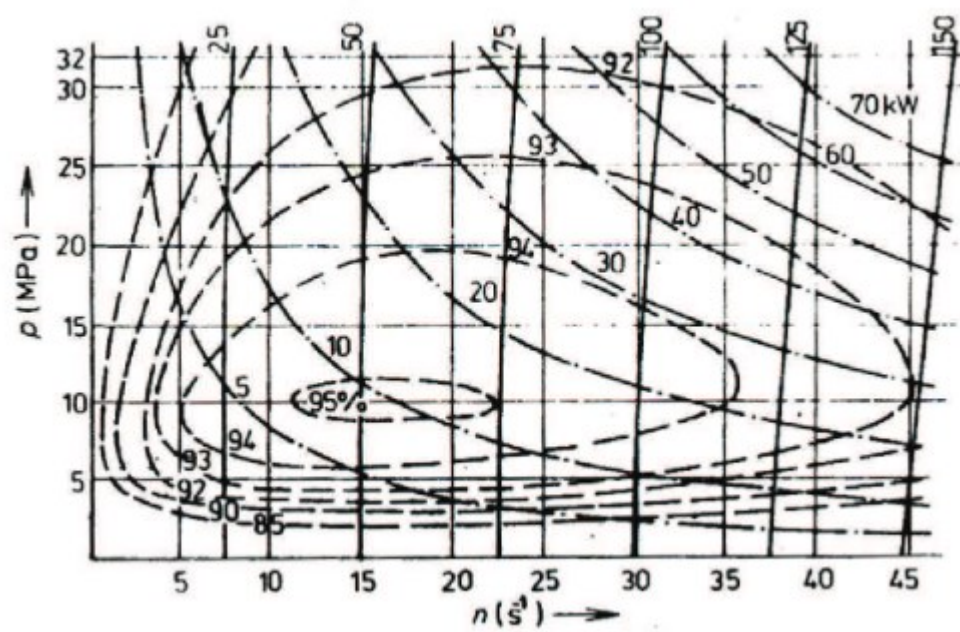
Obr. 2.11 Celková účinnost při konstantních otáčkách

2.3 Prostorové charakteristiky

Jedná se o neobvyklý druh zobrazení charakteristik hydrogenerátorů. Tento druh zobrazení dává celkově lepší představu o celkovém charakteru sledované veličiny. Mezi sledované charakteristiky patří závislost průtoku a kroutícího momentu na otáčkách a tlakovém spádu ($Q = Q(n, \Delta p)$, $M = M(n, \Delta p)$). [10]

2.4 Univerzální charakteristika

Univerzální charakteristika zobrazuje více parametrů najednou v ustáleném režimu, kde se vedle průtoku, tlaku, otáček a kroutícího momentu vynášejí ještě křivky konstantní celkové účinnosti a konstantního výkonu (Obr. 2.12). [10]



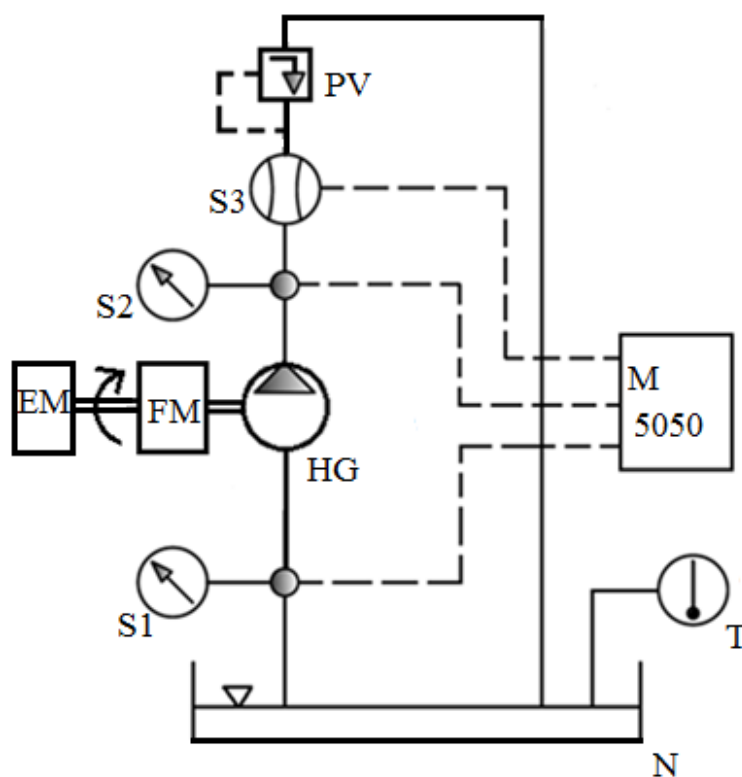
Obr. 2.12 Univerzální charakteristika [10]

3 Měření diagnostiky rotačního zubového hydrogenerátoru

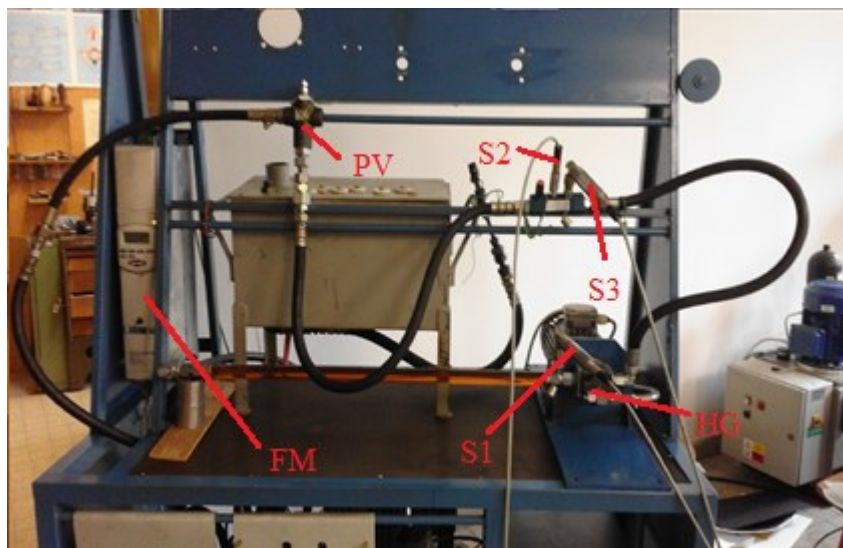
3.1 Popis a schéma obvodu

Jedná se o jednoduchý hydraulický obvod, který je složen z těchto prvků: nádrž N, tlakové čidla S1, S2, zubový hydrogenerátor HG, průtokoměr S3, pojistný ventil PV, analogový teploměr T, měřicí zařízení Hydrotechnik 5050 (HT 5050). Dále pak hadice, které spojují jednotlivé prvky, elektromotor pohánějící zubový hydrogenerátor a dále taky frekvenční měnič, pomocí kterého byly regulovány otáčky hydrogenerátoru.

Ze schématu (obr. 3.1) je zřejmé, že hydrogenerátor nasává olej z nádrže, který proudí přes první tlakové čidlo S1, dále přes již zmiňovaný zubový hydrogenerátor HG, pak přes druhé tlakové čidlo v obvodu S2. Tlakové čidlo S1 měří tlak na sání hydrogenerátoru p_1 , zatímco druhé tlakové čidlo S2 měří tlak na výtlaku z hydrogenerátoru p_2 . Obě tato čidla včetně turbínkového průtokoměru S3, jsou zapojeny do měřicího zařízení Hydrotechnik 5050 (HT 5050) do jednotlivých kanálů. Čidla tlaku jsou zapojena do analogových kanálů 1 a 2, průtokoměr do frekvenčního kanálu číslo 6 (obr. 3.3). Dále olej proudí přes pojistný ventil PV zpět do nádrže.



Obr. 3.1 Schéma měřeného obvodu



Obr. 3.2 Zapojený hydraulický obvod



Obr. 3.3 Zapojení jednotlivých čidel do měřící aparatury

3.2 Popis jednotlivých prvků

V následující tabulce jsou popsány jednotlivé prvky měřeného hydraulického obvodu (viz. tab. 3.1)

Tab. 3.1 Přehled jednotlivých prvků hydraulického obvodu a jejich parametrů

Prvek měřeného obvodu	Informace, typ, výrobce a parametry
Hydrogenerátor (HG)	Zubový, neregulační, $V_G = 4 \text{ cm}^3$
Tlakové čidlo (S1)	Hydrotechnik, -0,1 do 0,6 MPa 4 do 20 mA
Tlakové Čidlo (S2)	Hydrotechnik, 0 do 20 MPa 0 do 20 mA
Průtokoměr (S3)	Hydrotechnik, RE 3-75, turbínkový, $Q_{max} = 75 \text{ dm}^3/\text{min}$, kalibrační hodnota = 23,53
Pojistný ventil (PV)	Maximální tlak $p_{pv} = 2,8 \text{ MPa}$
Průtokové čidlo	Hydrotechnik, 6,5 do 30 V
Frekvenční měnič (FM)	Rexroth, Idramat REFU drive 500
Elektromotor (EM)	Výkon $P = 1,5 \text{ kW}$, jmenovité otáčky $n = 1450 \text{ min}^{-1}$
Měřicí zařízení (M 5050)	Hydrotechnik, Multi Systém 5050
Teploměr (T)	Analogový, měří teplotu oleje v nádrži

3.3 Postup měření

Cílem měření bylo stanovení průtokové charakteristiky a průtokové účinnosti zubového hydrogenerátoru. Měření bylo provedeno za různých podmínek a to při konstantních otáčkách a při konstantním tlakovém spádu.

První měření, tedy měření tlaku p_1 a p_2 na sání a na výtlačku hydrogenerátoru a taky měření průtoku, proběhlo za konstantního tlakového spádu a s rostoucími otáčkami. Toho se docílilo tak, že se při každém jednotlivém měření nastavil pojistný ventil do určité polohy, v dané poloze se změřily veličiny (p_1, p_2 a Q) při různých otáčkách. Změna otáček se prováděla pomocí frekvenčního měniče. Začínalo se na 500 min^{-1} a končilo se přibližně na 1000 min^{-1} . Měření proběhlo pro různá nastavení pojistného ventilu.

Při druhém měření bylo úkolem změřit ty samé veličiny jako v předchozím měření, ale za konstantních otáček hydrogenerátoru s měnícím se tlakovým spádem. Změnu tlakového spádu řídil pojistný ventil. Měření proběhlo v rozsahu otáček od 500 min^{-1} do 1000 min^{-1} , měření probíhalo od úplně otevřeného pojistného ventilu a s postupným uzavíráním pojistného ventilu, byly získávány potřebné hodnoty.

3.4 Měření průtokové charakteristiky při konstantním tlakovém spádu hydrogenerátoru

Při měření měl olej teplotu 23°C. Pomocí matice na pojistném ventilu byly nastavovány jednotlivé polohy (celkem 5, viz. tab. 3.2). Na každé poloze pojistného ventilu byly naměřeny veličiny (p_1 , p_2 a Q) pro 5 různých hodnot otáček v rozmezí od 500 do 1000 min^{-1} . Z naměřených hodnot byly vypočteny další potřebné parametry a to: teoretický průtok Q_t (2.1), průtoková účinnost η_Q (2.5) a tlakový spád Δp (3.1). Z těchto parametrů byly dále vytvořeny grafy jejich závislostí (obr. 3.4 a 3.5).

Tlakový spád Δp vyjádřen rozdílem dvou tlaků:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (3.1)$$

Názorná ukázka výpočtu pro první řádek tabulky:

$$Q_t = V_G \cdot n = 540 \cdot 0,004 = 2,16 \quad (3.2)$$

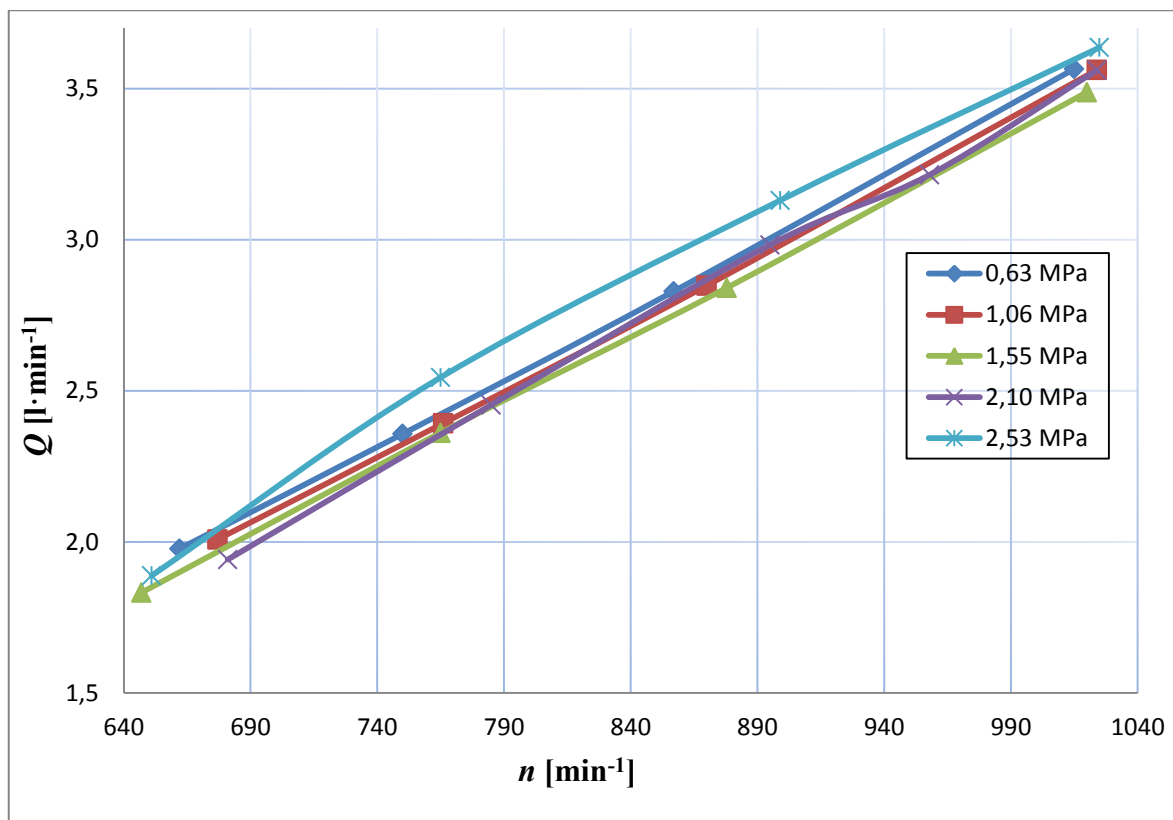
$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{1,39}{2,16} = 0,64352 \quad (3.3)$$

$$\Delta p = p_2 - p_1 = 0,58 - (-0,031) = 0,58 + 0,031 = 0,611 \quad (3.4)$$

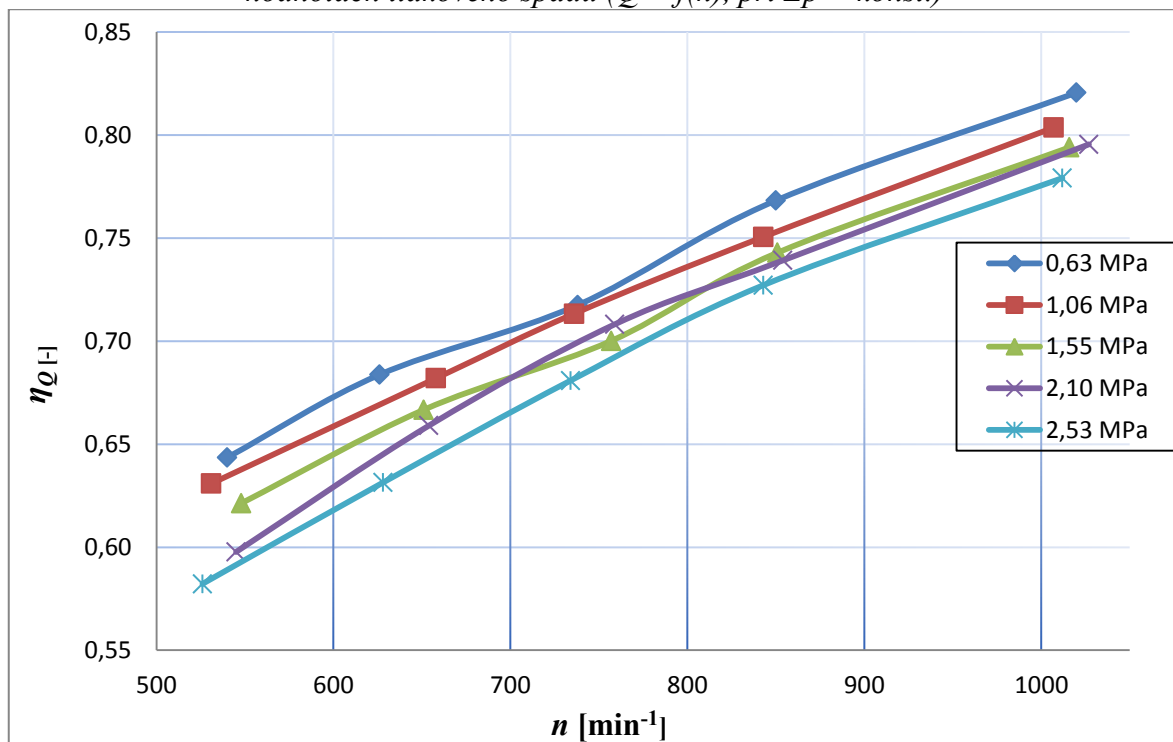
Měřením průtokové charakteristiky při konstantním tlakovém spádu došlo k potvrzení teoretických charakteristik (kapitola 2.2.1). Z grafů uvedených níže (viz. obr 3.4 a 3.5) je zřejmé, že naměřený průtok, respektive průtoková účinnost, stoupá s otáčkami při konstantním tlakovém spádu.

Tab. 3.2 Naměřené a vypočtené hodnoty průtokové charakteristiky měřeného hydraulického obvodu při konstantním tlakovém spádu

Naměřené hodnoty				Vypočtené hodnoty		
n	p_1	p_2	Q	Q_t	η_Q	Δp
[min ⁻¹]	[MPa]	[MPa]	[l/min]	[l/min]	[-]	[MPa]
540	-0,031	0,58	1,39	2,16	0,64352	0,611
626	-0,0363	0,59	1,712	2,504	0,68371	0,6263
738	-0,0437	0,59	2,118	2,952	0,71748	0,6337
850	-0,0515	0,58	2,612	3,4	0,76824	0,6315
1020	-0,0642	0,57	3,348	4,08	0,82059	0,6342
531	-0,03	1	1,34	2,124	0,63089	1,03
658	-0,0379	1,02	1,795	2,632	0,68199	1,0579
736	-0,043	1,03	2,1	2,944	0,71332	1,073
843	-0,05	1,04	2,531	3,372	0,75059	1,09
1007	-0,0626	1,06	3,237	4,028	0,80362	1,1226
548	-0,0306	1,49	1,362	2,192	0,62135	1,5206
651	-0,0371	1,5	1,736	2,604	0,66667	1,5371
757	-0,0439	1,51	2,12	3,028	0,70013	1,5539
851	-0,0505	1,53	2,529	3,404	0,74295	1,5805
1016	-0,0627	1,55	3,227	4,064	0,79405	1,6127
545	-0,0298	2,04	1,303	2,18	0,59771	2,0698
654	-0,0366	2,04	1,724	2,616	0,65902	2,0766
759	-0,0434	2,06	2,15	3,036	0,70817	2,1034
854	-0,05	2,07	2,525	3,416	0,73917	2,12
1027	-0,0627	2,09	3,268	4,108	0,79552	2,1527
526	-0,0281	2,45	1,225	2,104	0,58222	2,4781
628	-0,0341	2,48	1,586	2,512	0,63137	2,5141
734	-0,0411	2,5	1,999	2,936	0,68086	2,5411
843	-0,0484	2,52	2,452	3,372	0,72716	2,5684
1012	-0,0606	2,56	3,154	4,048	0,77915	2,6206



Obr. 3.4 Graf závislosti skutečného naměřeného průtoku na otáčkách, při různých hodnotách tlakového spádu ($Q = f(n)$, při $\Delta p = \text{konst.}$)



Obr. 3.5 Graf závislosti průtokové účinnosti měřeného hydrogenerátoru na otáčkách, při různých hodnotách tlakového spádu ($\eta = f(n)$ při $\Delta p = \text{konst.}$)

3.5 Měření průtokové charakteristiky při konstantních otáčkách hydrogenerátoru

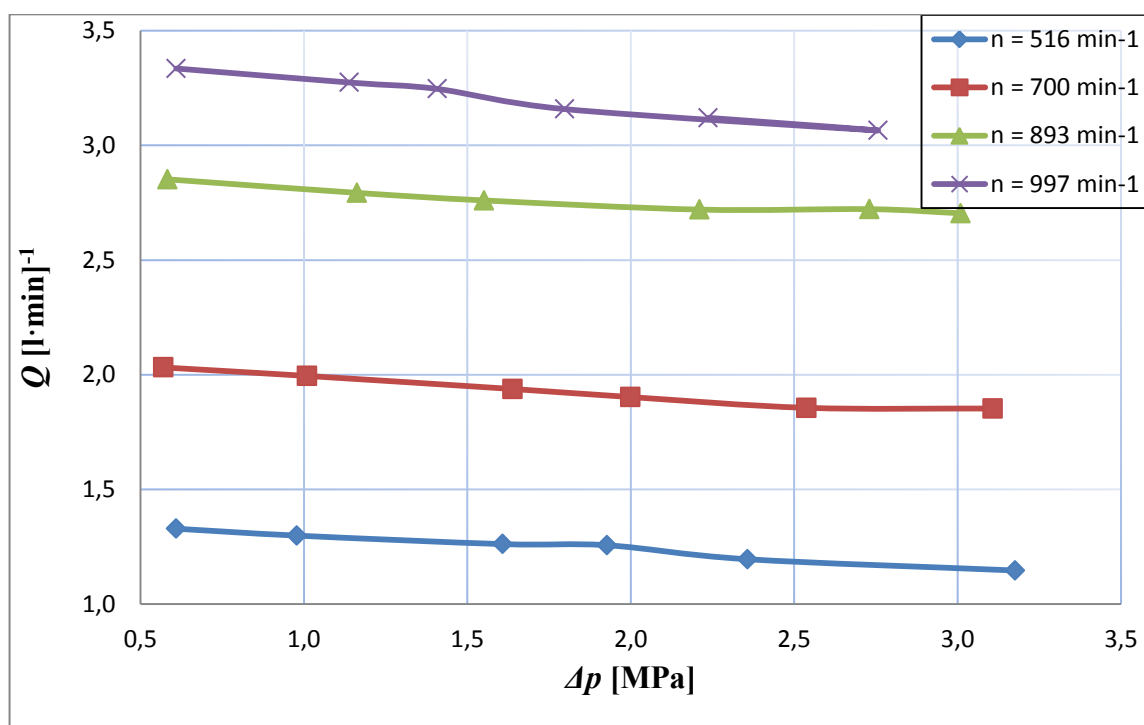
Tohle měření proběhlo při stejné teplotě oleje jako předchozí měření. Měření probíhalo za konstantních otáček, takže pro vybraných 5 hodnot otáček v rozmezí od 500 do 1000 min^{-1} , byly naměřeny požadované hodnoty (p_1 , p_2 a Q). Tlakový spád se zvyšoval postupným uzavíráním pojistného ventilu, první měření na daných otáčkách je vždy se zcela otevřeným pojistným ventilem. Z naměřených hodnot byly vypočteny další požadované parametry. Tyto parametry jsou stejné jako v předchozím měření a počítají podle stejných vzorců (2.1, 2.5, 3.1). Z těchto hodnot byly sestaveny grafy závislostí parametrů hydrogenerátoru (viz. obr. 3.6 a 3.7).

Názorná ukázka výpočtu pro první řádek tabulky:

$$Q_t = V_G \cdot n = 516 \cdot 0,004 = 2,064 \quad (3.5)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_t} = \frac{1,329}{2,064} = 0,6439 \quad (3.6)$$

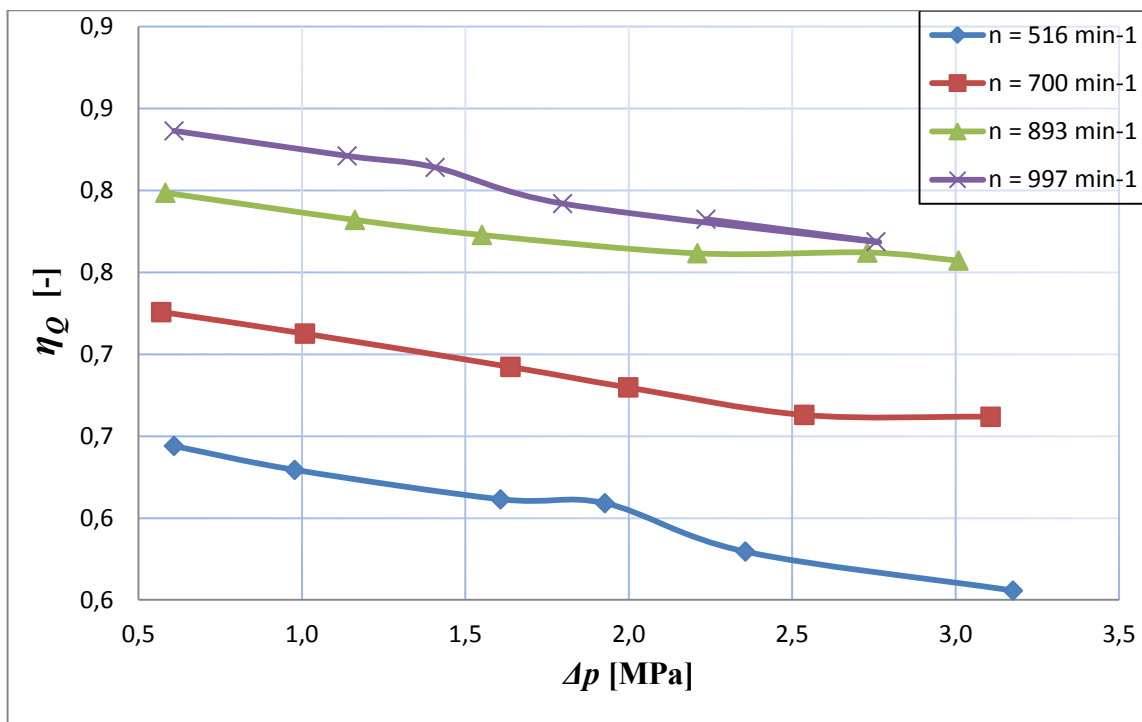
$$\Delta p = p_2 - p_1 = 0,58 - (-0,0287) = 0,58 + 0,0287 = 0,6087 \quad (3.7)$$



Obr. 3.6 Graf závislosti naměřeného skutečného průtoku na tlakovém spádu, při různých otáčkách ($Q = f(\Delta p)$ při $n = \text{konst.}$)

Tab. 3.3 Naměřené a vypočtené hodnoty průtokové charakteristiky měřeného hydraulického obvodu při konstantních otáčkách

Naměřené hodnoty			Vypočtené hodnoty		
p_1	p_2	Q	η_Q	Δp	
[MPa]	[MPa]	[l/min]	[-]	[MPa]	
n= 516 [min ⁻¹]					Qt = 2,064 [l/min]
-0,0287	0,58	1,329	0,6439	0,6087	
-0,0283	0,95	1,299	0,62936	0,9783	
-0,0279	1,58	1,262	0,61143	1,6079	
-0,0274	1,9	1,257	0,60901	1,9274	
-0,0271	2,33	1,196	0,57946	2,3571	
-0,0263	3,15	1,147	0,55572	3,1763	Qt = 2,8 [l/min]
n = 700 [min ⁻¹]					
-0,0397	0,53	2,032	0,72571	0,5697	
-0,0393	0,97	1,995	0,7125	1,0093	
-0,0387	1,6	1,938	0,69214	1,6387	
-0,0384	1,96	1,903	0,67964	1,9984	
-0,0377	2,5	1,856	0,66286	2,5377	Qt = 3,572 [l/min]
-0,0372	3,07	1,853	0,66179	3,1072	
n = 893 [min ⁻¹]					
-0,0524	0,53	2,852	0,79843	0,5824	
-0,0518	1,11	2,793	0,78191	1,1618	
-0,0513	1,5	2,76	0,77268	1,5513	
-0,0505	2,16	2,72	0,76148	2,2105	Qt = 3,988 [l/min]
-0,0499	2,68	2,722	0,76204	2,7299	
-0,0495	2,96	2,704	0,757	3,0095	
n = 997 [min ⁻¹]					
-0,0592	0,55	3,335	0,83626	0,6092	
-0,0585	1,08	3,274	0,82096	1,1385	
-0,0582	1,35	3,246	0,81394	1,4082	
-0,0577	1,74	3,158	0,79188	1,7977	
-0,0566	2,7	3,065	0,76856	2,7566	
-0,057	2,18	3,12	0,78235	2,237	



Obr. 3.7 Graf závislosti průtokové účinnosti měřeného hydrogenerátoru na tlakovém spádu, při různých otáčkách ($\eta = f(\Delta p)$ při $n = \text{konst.}$)

Měřením průtokové charakteristiky při konstantních otáčkách došlo stejně jako v předchozím případě k potvrzení výše uvedených teoretických charakteristik (kapitola 2.2.1). Naměřený průtok, respektive průtoková účinnost, klesá s rostoucím tlakovým spádem při konstantních otáčkách (viz. obr. 3.6 a 3.7).

3.6 Porovnání naměřených charakteristik s charakteristikami teoretickými

Jedním z cílů práce bylo srovnání naměřených a vypočítaných charakteristik s charakteristikami teoretickými. A to konkrétně průtoková charakteristika, závislost naměřeného průtoku na otáčkách a tlakovém spádu (viz. obr. 3.8 a 3.10) a závislost průtokové účinnosti na otáčkách a tlakovém spádu (viz. obr. 3.19 a 3.11).

Úniky kapaliny vůlemi mezi pracovními prvky, nedokonalým zaplňováním pracovních komor, pohlcenými plyny v kapalině a stlačitelností kapaliny způsobují průtokové ztráty. Součet těchto vlivů ztát dávají ztrátový průtok Q_z . [10]

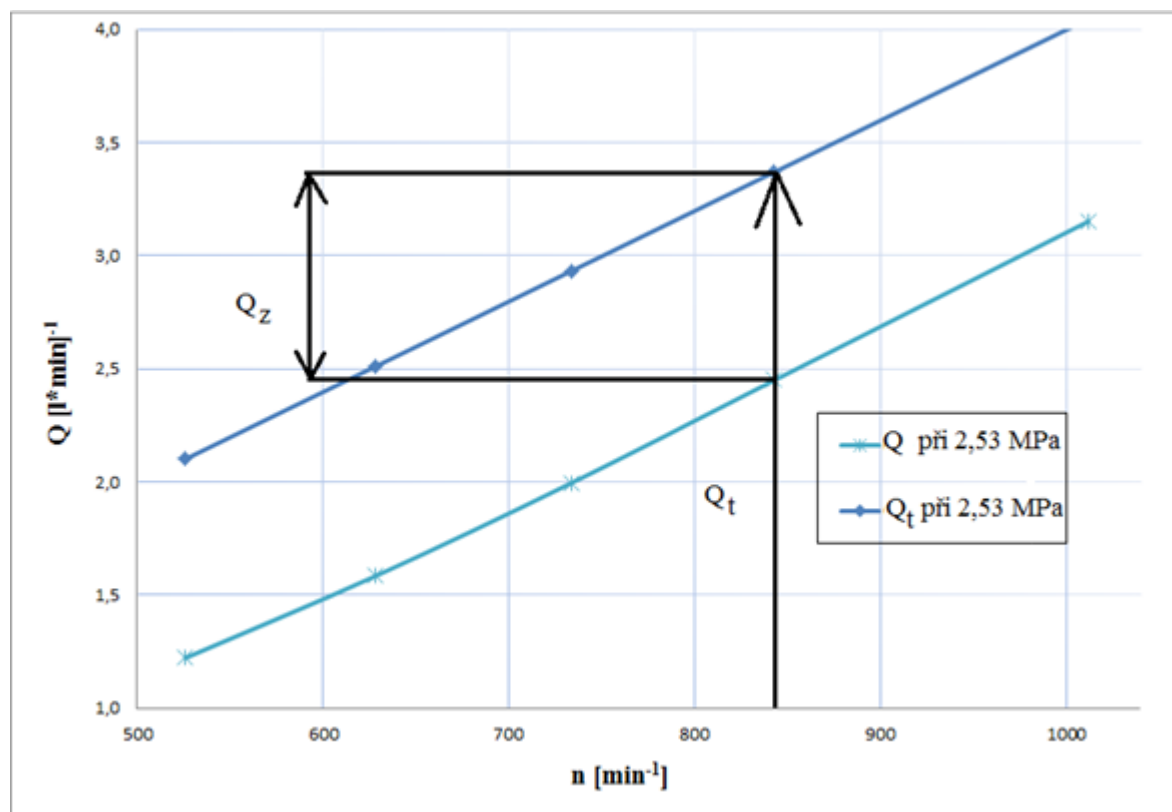
Z teorie (viz. kapitola 2) je známo, že průtok stoupá s rostoucími otáčkami, při konstantním tlakovém spádu. Z naměřených hodnot byl vybrán průtok hydrogenerátorem při tlakovém spádu $\Delta p = 2,53 \text{ MPa}$ a byl srovnán s vypočteným průtokem teoretickým.

Z grafu (viz. obr. 3.11) lze vyčíst, že naměřený průtok s otáčkami stoupá a nachází se pod průtokem teoretickým. Naměřený průtok je tedy menší než teoretický o průtok ztrátový.

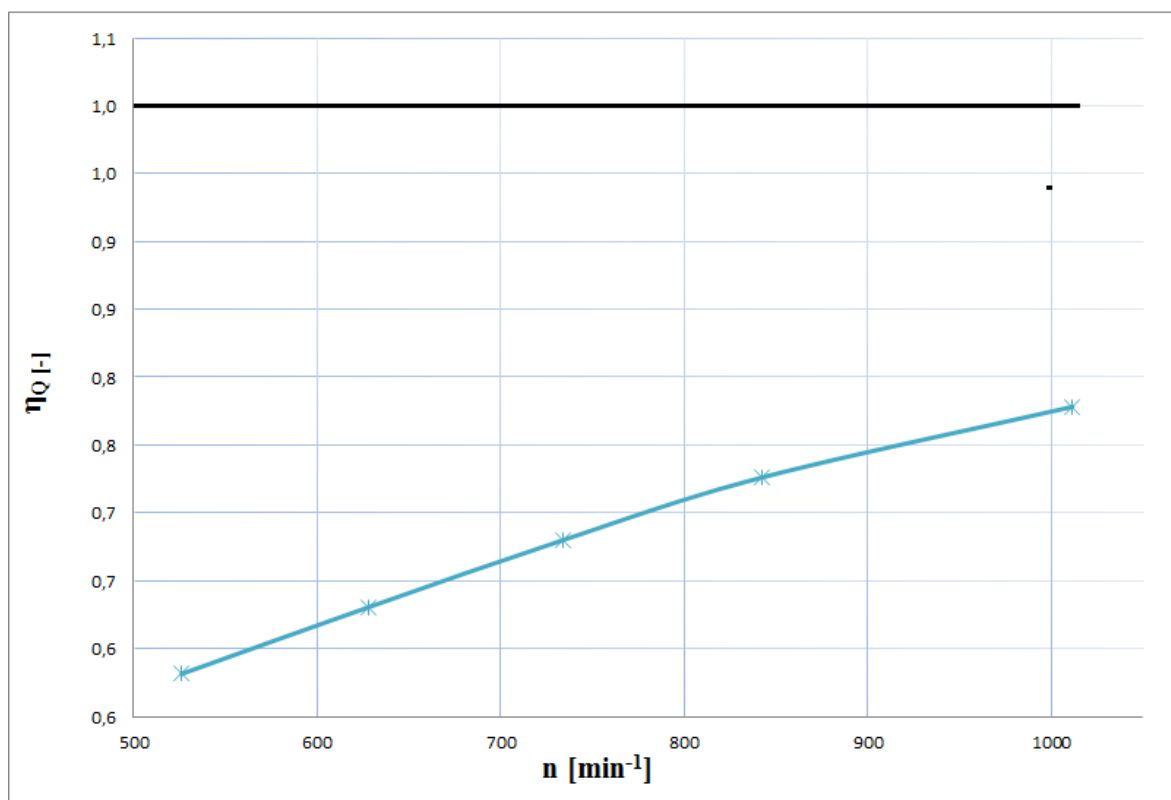
S rostoucími otáčkami se zvětšuje taky průtoková účinnost, ovšem ta se taky nachází pod průtokovou účinností ideálního hydrogenerátoru z důvodu průtokových ztrát (viz. obr. 3.9).

Průtok v závislosti na tlakovém spádu, na rozdíl od závislosti na otáčkách, klesá. Ale platí to samé jako v předchozím případě, křivka průtoků se nachází pod teoretickým průtokem a je menší o ztrátový průtok Q_z (viz. obr. 3.10).

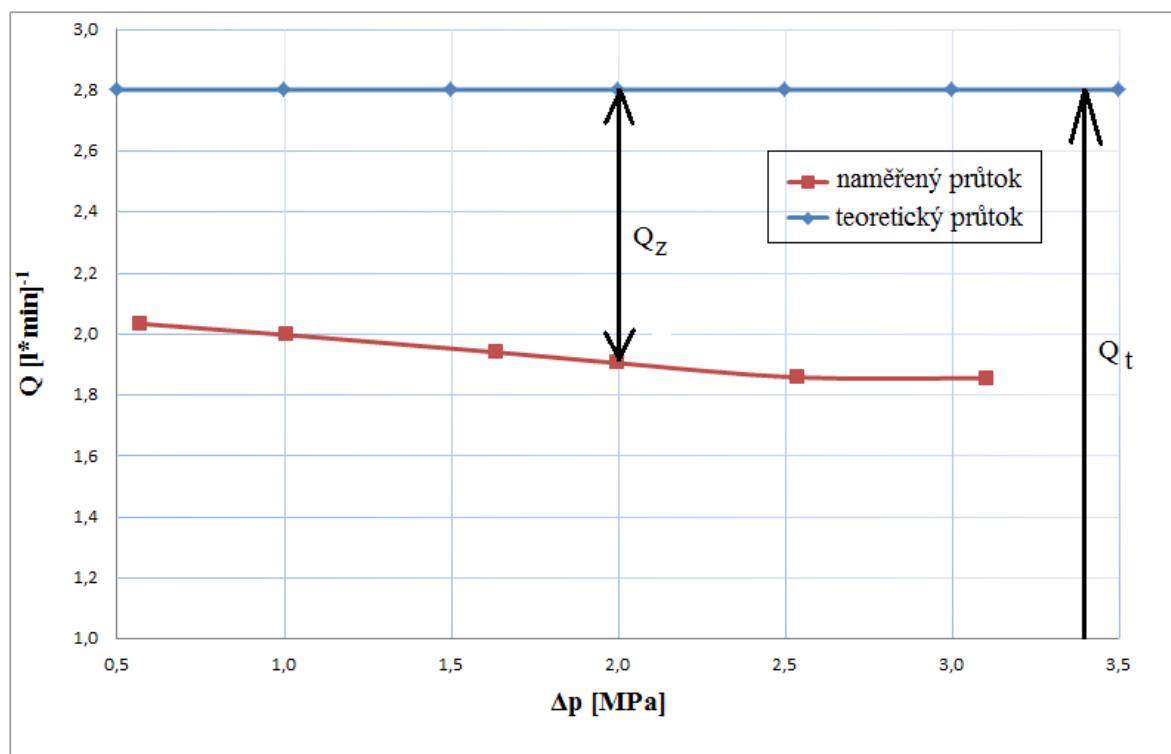
V posledním případě srovnání průtoková účinnost v závislosti na rostoucím tlakovém spádu při konstantních otáčkách klesá. A opět jako v předchozím případě se křivka účinnosti nachází pod průtokovou účinností ideálního hydrogenerátoru (viz. obr. 3.11).



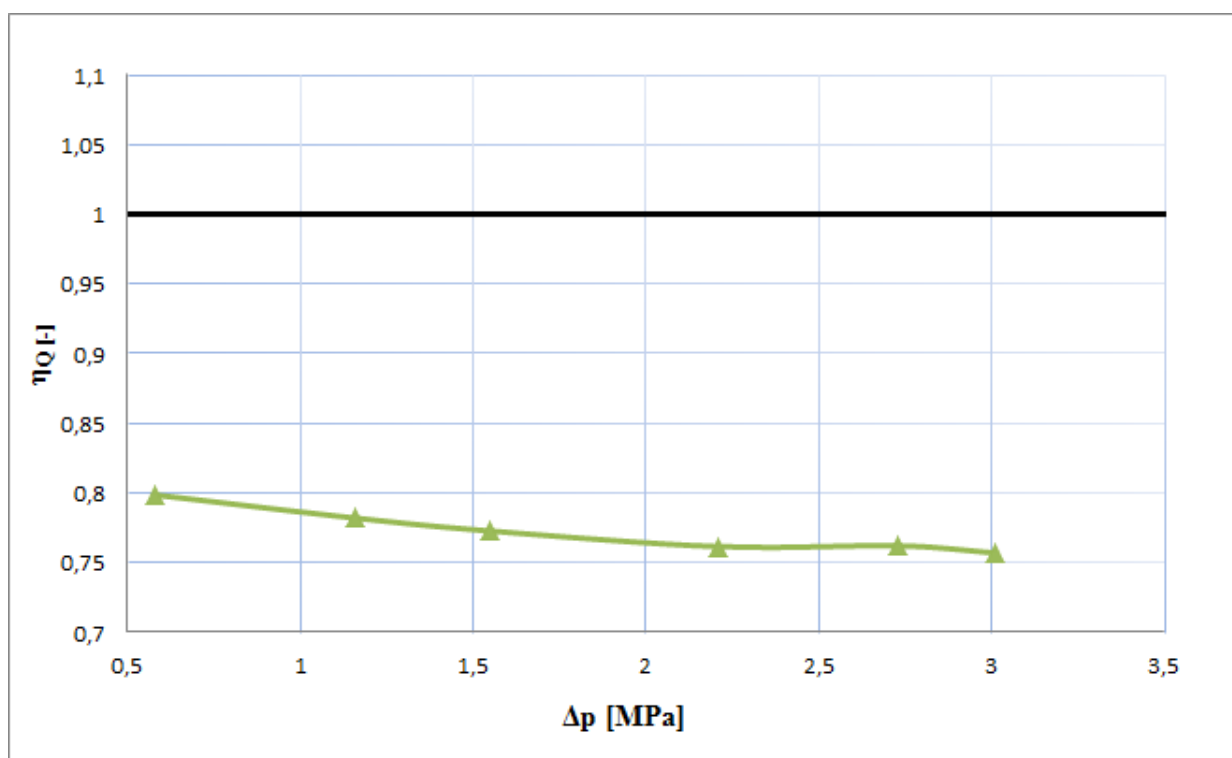
Obr. 3.8 Srovnání závislosti naměřeného průtoku na otáčkách s průtokem teoretickým



Obr. 3.9 Srovnání závislosti naměřené průtokové účinnosti na otáčkách s teoretickou průtokovou účinností při tlakovém spádu 2,53 MPa



Obr. 3.10 Srovnání závislosti průtoku na tlakovém spádu s průtokem teoretickým při $n = \text{konst.}$



Obr.3.11 Srovnání závislosti naměřené průtokové účinnosti na tlakovém spádu s teoretickou průtokovou účinností při otáčkách 893 min^{-1}

4 Závěr

Předmětem této bakalářské práce bylo posouzení diagnostiky rotačního zubového hydrogenerátoru, pracující na principu přeměny mechanické energie na energii tlakovou. Tyto rotační hydrogenerátory jsou nezbytnou součástí vysokotlakých hydraulických systémů.

Teoretická část byla věnována základním principům rotačních hydrogenerátorů. Bylo uvedeno také základní rozdělení rotačních hydrogenerátorů. Dále taky byly popsány jednotlivé druhy rotačních hydrogenerátorů. Teoretická část jednotlivých hydrogenerátorů byla věnována hlavně konstrukci, základním principům a přednostem jednotlivých rotačních hydrogenerátorů. Byly porovnány parametry jednotlivých hydrogenerátorů. Druhá kapitola teoretické části, se zaměřuje na charakteristiky a základní parametry, ať už ideálních, nebo skutečných hydrogenerátorů. Pomocí kterých byly pak porovnávány výsledky měření průtokových charakteristik. Byly zde uvedeny základní vztahy ideálních a skutečných hydrogenerátorů se zahrnutím energetických ztrát, které jsou vyjádřeny jednotlivými účinnostmi, ať už průtoková, tlaková, nebo mechanická. Dále byly sestaveny grafy průtokové, mechanicko-tlakové a celkové účinnosti.

Pro měření průtokových charakteristik zubového rotačního hydrogenerátoru byl navržen hydraulický obvod s měřícím zařízením Hydrotechnik (M 5050). Do tohoto měřícího zařízení byly zapojeny dva tlakové snímače a snímač průtokový. Měření proběhlo při různých hodnotách otáček, respektive tlakového spádu.

Z naměřených hodnot byly stanoveny charakteristiky průtoku, respektive průtokové účinnosti v závislosti na otáčkách, resp. tlakovém spádu. Měřením se potvrdily charakteristiky teoretické (kapitola 2). Skutečný průtok hydrogenerátorem stoupá při zvětšujících se otáčkách, naopak při zvyšujícím se tlakovém spádu průtok hydrogenerátorem klesá. Ve srovnání skutečného průtoku s průtokem teoretickým, je skutečný průtok menší o průtok ztrátový. Stejně závěry se dají vyvodit ohledně průtokové účinnosti, která s otáčkami stoupá, naopak s rostoucím tlakovým spádem klesá. Průtoková účinnost skutečného hydrogenerátoru je z důvodu průtokových ztrát menší, než průtoková účinnost ideálního hydrogenerátoru. Otáčky byly měněny pomocí frekvenčního měniče, tlakový spád byl nastavován pojistným ventilem.

Této diagnostiky se používá za účelem volby hydrogenerátoru pro danou aplikaci vysokotlaké hydrauliky.

Seznam použité literatury

- [1] druhy-cerpadel.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://druhy-cerpadel.cz/hydrostaticka/rotacni-cerpadla/>
- [2] KOPÁČEK J., PAVLOK B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 1994. 156 s. ISBN 80-7078-238-2.
- [3] PAVLOK B, *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0857-9.
- [4] automatizace.hw.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/files/images/image/viking.jpg>
- [5] automatizace.hw.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/files/images/image/gerotor.png>
- [6] automatizace.hw.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-8dil-vretenova-cerpadla>
- [7] automatizace.hw.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-3dil-lopatkova-cerpadla-vane-pumps>
- [8] automatizace.hw.cz. . [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-5dil-rotacni-pistova-cerpadla>
- [9] EXNER H., FREITAG R., *The hydraulics Trainer Volume I, Basic principles and Components of Fluid Technology*. Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. ISBN 3-8023-0619-8
- [10] PEŇÁZ V., BENŽA D., *Tekutinové mechanismy*. Vysoké učení technické v Čs. Redakci VN MON, 1990. 211 s. ISBN 80-214-0082-X.